

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 102 28 003.7

Anmeldetag: 22. Juni 2002

Anmelder/Inhaber: DaimlerChrysler AG, Stuttgart/DE

Bezeichnung: Turbine für einen Abgasturbolader

IPC: F 02 C, F 01 D

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 22. Mai 2003
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'Wallner', written over the text 'Im Auftrag'.

Wallner

DaimlerChrysler AG

Kocher

19.06.2002

Turbine für einen Abgasturbolader

Die Erfindung betrifft eine Turbine für einen Abgasturbolader mit einem Turbinenrad, welches mehrere Turbinenradschaufeln aufweist, nach der im Oberbegriff von Anspruch 1 näher definierten Art. Des weiteren betrifft die Erfindung einen Abgasturbolader und eine Brennkraftmaschine.

Gattungsgemäße Turbinen sind beispielsweise aus der DE 34 27 715 C1, der DE 39 08 285 C1, der DE 43 30 487 C1 oder der DE 196 15 237 C2 bekannt.

Die Turbinenräder dieser Turbinen werden über jeweilige Anströmfluten bzw. Strömungskanäle sowohl radial als auch halbaxial angeströmt, wobei der radiale Anströmquerschnitt im Motorbremsbetrieb durch ein variables Leitgitter geschlossen und die Turbine dann praktisch als Halbaxialturbine betrieben wird. Mit solchen sogenannten Turbobremsen lassen sich gegenüber gewöhnlichen Saugmotorenbremsen erhebliche Leistungssteigerungen erzielen.

Problematisch bei den genannten Turbinen und bei den Abgasturboladern, in denen solche Turbinen verbaut sind, ist der gute Wirkungsgrad im Nennpunkt der Turbine, der bei hohen angeforderten Motorbremsleistungen zu einer Überhöhung der Drehzahl des Turbinenrades führt. Eine solche Drehzahlüberhöhung kann jedoch zu einer Beschädigung des Verdichter- und Turbinenrades führen, weshalb in der Praxis meist das variable Leitgitter am Eintritt des radialen Strömungskanals zu einem gewissen Grad geöffnet wird, um den Druck im halbaxialen Strömungskanal zu verringern. Dadurch ist es jedoch nicht möglich, die gewünschten und rechnerisch erzielbaren hohen

Motorbremsleistungen zu erreichen, wie dies durch das sogenannte Abblasen oder das Androsseln mittels einer zusätzlichen Drosselklappe möglich ist.

- 5 Des weiteren tragen die oben genannten Maßnahmen bei den bekannten Turbinen meist zu einer Kostensteigerung, einem erhöhten Platzbedarf sowie einem größeren Störungsrisiko bei.

10 Es ist daher Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Turbine für einen Abgasturbolader zu schaffen, mit welcher bei einfacher Konstruktion hohe Motorbremsleistungen erzielbar sind.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe durch die in Anspruch 1 genannten Merkmale gelöst.

15

Durch die erfindungsgemäße Auslegung des Querschnitts zwischen jeweils zwei Turbinenradschaufeln mit einem Minimum unmittelbar am halbaxialen Eintritt des zweiten Strömungskanals ist der Eintritt in das Turbinenrad für die einströmenden Abgase so eng, daß bei einer gewissen, relativ hohen Drehzahl des Turbinenrades, vorzugsweise im Bereich des Nennpunktes der Turbine bzw. auch darunter ein "Stopfen" auftritt, also daß die eintretende Strömung die Schallgeschwindigkeit erreicht und eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit in diesem engsten Querschnitt nicht mehr möglich ist. Dadurch wird eine bewußte Verschlechterung des Wirkungsgrades der Turbine erreicht, wodurch sich einerseits die Drehzahl nicht weiter erhöhen kann. Andererseits wird somit eine höhere Bremsleistung bei höherem Energiedurchfluß ermöglicht.

30

Vorteilhafterweise hat die erfindungsgemäße Auslegung des Turbinenrades jedoch keinen Einfluß auf den normalen, leistungssteigernden Betrieb der Turbine, da dort sehr viel geringere Drücke auftreten, so daß die oben angegebene Stopfbedingung sehr viel später bzw. meist gar nicht erreicht wird.

35

Hierbei ist zu beachten, daß sich aufgrund der Umfangsge-

schwindigkeit des Turbinenrades der effektive Anströmwinkel zu demselben verändert und somit der effektive Eintrittsquerschnitt von dem halbaxialen Strömungskanal zu dem Turbinenrad drehzahlabhängig ist. Bei höheren Drehzahlen ist auf diese Weise ein noch erheblich geringerer effektiver Eintrittsquerschnitt die Folge, wodurch die oben angegebene Stopfbedingung noch früher erreicht wird.

Besonders vorteilhaft bezüglich der gewünschten Verschlechterung des Wirkungsgrades ist es, wenn der freie Querschnitt zwischen jeweils zwei Turbinenradschaufeln des Turbinenrades im Eintrittsbereich des zweiten Strömungskanals kleiner ist als der Austrittsquerschnitt zwischen den Turbinenradschaufeln des Turbinenrades.

Für die Praxis besonders gut geeignete Verhältnisse der einzelnen Querschnitte zueinander sind in den abhängigen Ansprüchen 4 und 5 angegeben.

Ein Abgasturbolader geht aus Anspruch 8 und eine Brennkraftmaschine aus Anspruch 9 hervor.

Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen und Weiterbildungen der Erfindung ergeben sich aus den restlichen Unteransprüchen sowie aus dem nachfolgend anhand der Zeichnung prinzipmäßig dargestellten Ausführungsbeispiel.

Dabei zeigen:

Fig. 1 eine Schnittansicht einer erfindungsgemäßen Turbine;
und

Fig. 2 einen Schnitt nach der Linie II-II aus Fig. 1.

Fig. 1 zeigt eine Turbine 1 für einen in seiner Gesamtheit nicht dargestellten Abgasturbolader für eine ebenfalls nicht dargestellte Brennkraftmaschine. Die Turbine 1 weist ein vor-

zugsweise gegossenes Turbinenrad 2 mit mehreren Turbinenrad-
schaufeln 3 auf, ist an einer Achse 4 drehbar gelagert und
über dieselbe gleichzeitig mit einem nicht dargestellten Ver-
dichter des Abgasturboladers verbunden, der auf diese Weise
5 von der Turbine 1 angetrieben wird.

Zu dem Turbinenrad 2 führen in an sich bekannter Weise ein
erster Strömungskanal 5 mit einem radialen Eintritt 5a und
ein zweiter Strömungskanal 6 mit einem halbaxialen Eintritt
10 6a, welche in einem Gehäuse 7 der Turbine 1 untergebracht
sind. Am Eintritt 5a des ersten Strömungskanals 5 zu dem Tur-
binenrad 2 ist ein variables Leitgitter 8 angeordnet, welches
im vorliegenden Fall mehrere verstellbare Leitschaufeln 9
aufweist, die um jeweilige Achsen 10 drehbar gelagert sind.
15 Statt der Leitschaufeln 9 könnte das Leitgitter 8 auch einen
in axialer Richtung beweglichen, an sich bekannten Schieber
aufweisen. In ähnlicher Weise ist am Eintritt 6a des zweiten
Strömungskanals 6 zu dem Turbinenrad 2 ein Leitgitter 11 an-
geordnet, welches starre Leitschaufeln 12 aufweist und dessen
20 Funktion zur Beeinflussung der Strömung ebenfalls an sich be-
kannt ist.

Um mit der dargestellten Turbine 1 einen Motorbremsbetrieb
der Brennkraftmaschine darstellen zu können, wird das Leit-
25 gitter 8 geschlossen, so daß das Turbinenrad 2 nur über den
zweiten Strömungskanal 6 angeströmt und die Turbine 1 im
Prinzip als Halbaxialturbine betrieben wird. Da bei sehr ho-
hen angeforderten Motorbremsleistungen eine Überhöhung der
Drehzahl des Turbinenrades 2 auftreten kann, weisen die Tur-
30 binenradschaufeln 3 eine spezielle, nachfolgend erläuterte
und in der schematischen Darstellung gemäß Fig. 2 besser er-
kennbare Konstruktion auf.

So ist der freie Querschnitt 13 zwischen jeweils zwei Turbi-
35 nenradschaufeln 3 am Eintritt 6a des zweiten Strömungskanals
6, im folgenden als Eintrittsquerschnitt 13 bezeichnet, ent-
gegen der üblichen Konstruktionsweise von Turbinenrädern 2

kleiner als der Austrittsquerschnitt 14 zwischen denselben zwei Turbinenradschaufeln 3 des Turbinenrades 2 und weist an diesem Eintritt 6a ein Minimum über die gesamte Länge der jeweiligen Turbinenradschaufel 3 auf. Aufgrund dieser "Engstelle" erreichen die das Turbinenrad 2 durch das Leitgitter 11 anströmenden Abgase zu einem relativ frühen Zeitpunkt Schallgeschwindigkeit, so daß der Eintrittsquerschnitt 13 "stopft" und keine größere Strömungsmenge mehr durchläßt, was wiederum zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrades der Turbine 1 führt. Dadurch werden die höchsten Motorbremsleistungen des Abgasturboladers unterhalb der Drehzahlgrenze des Turbinenrades 2 erreicht und es wird eine Überhöhung der Drehzahl des Turbinenrades 2 und eine mögliche Beschädigung desselben verhindert.



15

Durch die Verschlechterung des Wirkungsgrades der Turbine 1 ist es sogar möglich, daß die Drehzahl des Turbinenrades 2 aufgrund der Tatsache, daß der Verdichter von der Turbine 1 angetrieben werden muß, beim Abrufen einer hohen Motorbremsleistung absinkt.

20

In diesem Zusammenhang ändert sich der theoretische Anströmwinkel aus dem zweiten Strömungskanal 6 zu dem Turbinenrad 2 aufgrund der Drehzahl bzw. der Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenrades 2 von dem mit einem gestrichelten Pfeil dargestellten Winkel β zu dem mit einem durchgezogenen Pfeil dargestellten Winkel β' . Dies führt dazu, daß auch der Eintrittsquerschnitt 13 zu dem Turbinenrad 2 sich drehzahlabhängig verändert. Im vorliegenden Fall verringert sich der effektive Eintrittsquerschnitt 13 bei zunehmender Drehzahl und damit höherer Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenrades 2 und wird ab einer bestimmten Drehzahl sogar kleiner als der Austrittsquerschnitt 15 zwischen zwei Leitschaufeln 12 des Leitgitters 11, der aufgrund der starren Konstruktion des Leitgitters 11 nicht drehzahlabhängig ist. Der Eintrittsquerschnitt 13 wirkt im normalen Betrieb der Turbine 1 als für den Wirkungsgrad der Turbine 1 schädlicher Diffusor und in

30

35

demjenigen Bereich, in dem ein "Stopfen" auftritt, als Laval-düse.

5 Durch den beschriebenen Eintritt der Strömung gemäß dem Winkel β' erhält die Strömung einen relativ starken "Rückstoß", der das oben beschriebene "Stopfen" der Strömung bezüglich des Wirkungsgradabfalls der Turbine 1 unterstützt.

10 Folgende Auslegungen der einzelnen Querschnitte zueinander haben sich in der Praxis als besonders gut geeignet erwiesen, wobei in besonderen Fällen von diesen Regeln auch abgewichen werden kann:

15 Der Eintrittsquerschnitt 13 zwischen zwei Turbinenradschaufeln 3 des Turbinenrades 2 ist am Eintritt 6a des zweiten Strömungskanals 6 kleiner als das Dreifache des Austrittsquerschnitts 15 zwischen zwei Leitschaufeln 12 des Leitgitters 11. Bei der dargestellten Turbine 1 für eine Brennkraftmaschine mit einem Hubraum von ca. 12 Litern und einer Motorbremsleistung von ca. 450 kW kann der reale Eintrittsquerschnitt 13 ca. 400 mm² sein, bei entsprechend hoher Drehzahl des Turbinenrades 2 jedoch nur ca. 150 bis 200 mm². Der Austrittsquerschnitt 15 beträgt dann z.B. 180 mm².

25 Der Eintrittsquerschnitt 13 des Turbinenrades 2 ist größer/gleich dem Austrittsquerschnitt 15 des Leitgitters 11. Dadurch wird die Schluckfähigkeit der Turbine 1 bei geschlossenem Leitgitter 8 sehr stark von der Drehzahl abhängig.

30 Der Austrittsquerschnitt 15 des Leitgitters 11 beträgt ca. 1/20 - 1/5 des Austrittsquerschnitts 14 des Turbinenrades 2, welcher hier beispielsweise größer als ca. 1000 mm² sein kann.

DaimlerChrysler AG

Kocher
19.06.2002

Patentansprüche

1. Turbine für einen Abgasturbolader mit einem Turbinenrad,
welches mehrere Turbinenradschaufeln aufweist, mit einem
5 ersten Strömungskanal, welcher einen radialen Eintritt zu
dem Turbinenrad aufweist, und mit einem zweiten Strö-
mungskanal, welcher einen halbaxialen Eintritt zu dem
Turbinenrad aufweist, wobei am Eintritt des ersten Strö-
mungskanals zu dem Turbinenrad ein variables Leitgitter
10 zur Ermöglichung eines Motorbremsbetriebes angeordnet
ist,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
dass der Querschnitt (Eintrittsquerschnitt 13) zwischen
jeweils zwei Turbinenradschaufeln (3) des Turbinenrades
15 (2) am halbaxialen Eintritt (6a) des zweiten Strömungskana-
ls (6) zu dem Turbinenrad (2) ein Minimum aufweist.
2. Turbine nach Anspruch 1,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
20 dass der Eintrittsquerschnitt (13) zwischen jeweils zwei
Turbinenradschaufeln (3) am halbaxialen Eintritt (6a) des
zweiten Strömungskanals (6) kleiner ist als der Aus-
trittsquerschnitt (14) zwischen denselben Turbinenrad-
schaufeln (3) des Turbinenrades (2).
- 25 3. Turbine nach Anspruch 1 oder 2,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
dass am halbaxialen Eintritt (6a) des zweiten Strömungs-
kanals (6) zu dem Turbinenrad (2) ein Leitgitter (11) mit
30 Leitschaufeln (12) angeordnet ist.
4. Turbine nach Anspruch 3,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,

dass das Dreifache des Austrittsquerschnitts (15) zwischen zwei Leitschaufeln (12) des Leitgitters (11) größer ist als der Eintrittsquerschnitt (13) zwischen jeweils zwei Turbinenradschaufeln (3) des Turbinenrades (2) am halbbaxialen Eintritt (6a) des zweiten Strömungskanals (6).

5. Turbine nach Anspruch 3 oder 4,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
dass der Eintrittsquerschnitt (13) zwischen jeweils zwei Turbinenradschaufeln (3) des Turbinenrades (2) am halbbaxialen Eintritt (6a) des zweiten Strömungskanals (6) größer/gleich dem Austrittsquerschnitt (15) zwischen zwei Leitschaufeln (12) des Leitgitters (11) ist.
6. Turbine nach einem der Ansprüche 3, 4 oder 5,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
dass das Leitgitter (11) starre Leitschaufeln (12) aufweist.
7. Turbine nach einem der Ansprüche 1 bis 6,
d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,
dass das Leitgitter (8) verstellbare Leitschaufeln (9) aufweist.
8. Abgasturbolader mit einem Verdichter und mit einer Turbine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 7.
9. Brennkraftmaschine mit einem Abgasturbolader nach einem der Ansprüche 1 bis 8.

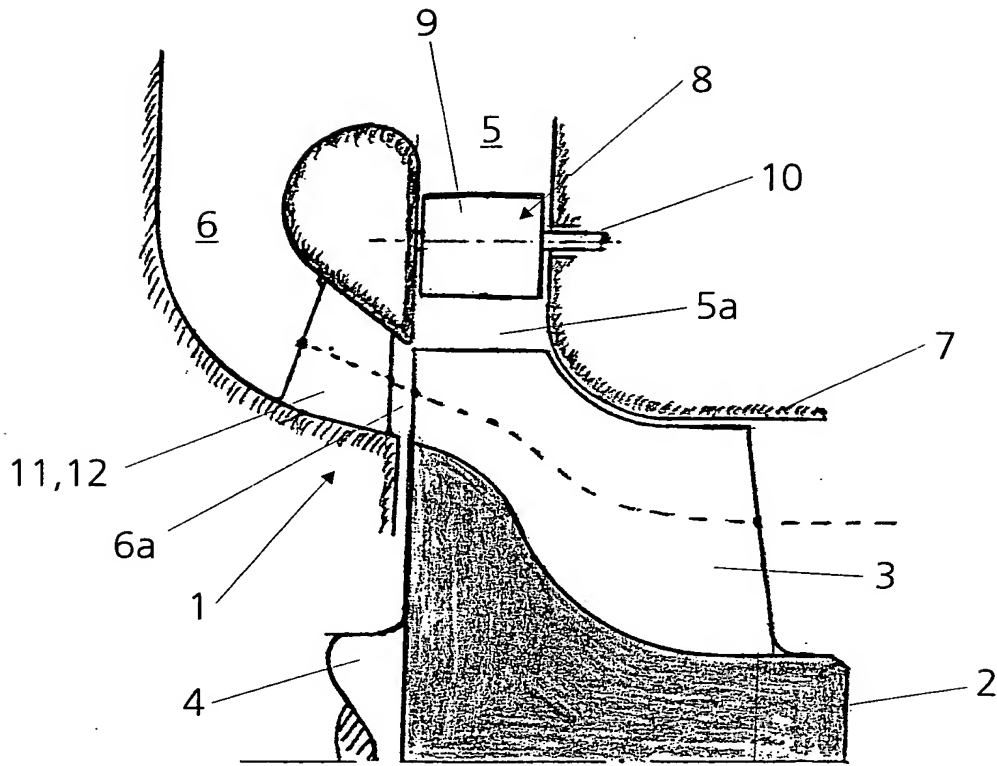


Fig. 1

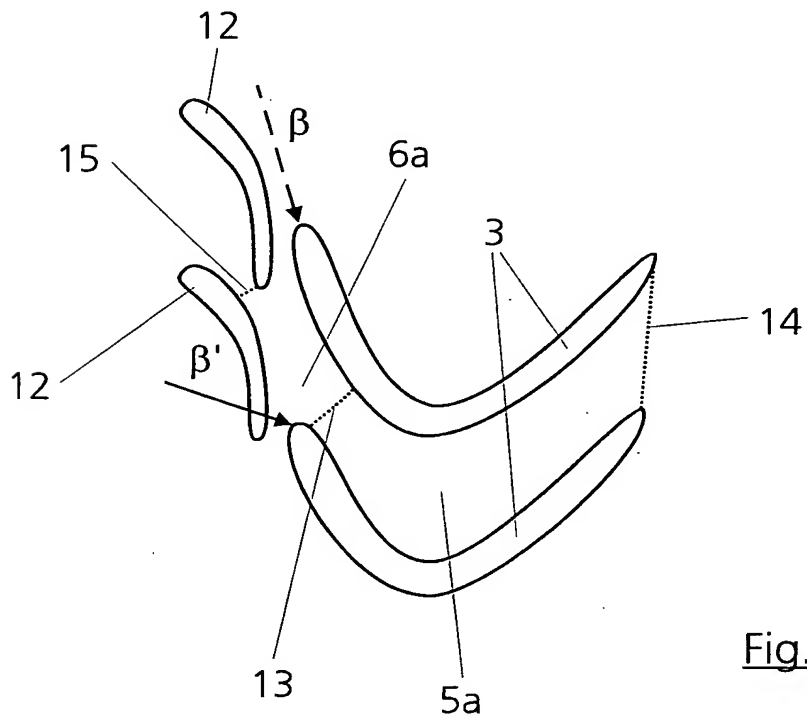


Fig. 2

DaimlerChrysler AG

Kocher

19.06.2002

Zusammenfassung

Eine Turbine für einen Abgasturbolader mit einem Turbinenrad, welches mehrere Turbinenradschaufeln aufweist, ist mit einem
5 ersten Strömungskanal, welcher einen radialen Eintritt zu dem Turbinenrad aufweist, und mit einem zweiten Strömungskanal versehen, welcher einen halbaxialen Eintritt zu dem Turbinenrad aufweist. Am Eintritt des ersten Strömungskanals zu dem Turbinenrad ist ein variables Leitgitter zur Ermöglichung ei-
10 nes Motorbremsbetriebes angeordnet. Der Querschnitt zwischen jeweils zwei Turbinenradschaufeln des Turbinenrades weist am halbaxialen Eintritt des zweiten Strömungskanals zu dem Turbinenrad ein Minimum auf.